

рых составляют для передней - 8,8 кН·м и 14,8 кН·м - для задней полуоси. Спустя 1, 3 с также возникают характерные всплески (кривой 2), появление которых обусловлено наложением колебаний соответствующих частот.

В равных условиях внешнего воздействия со стороны преодолеваемого препятствия вибрация момента в трансмиссии МЛПТ с обгонной муфтой в согласующем редукторе привода заднего моста выше, чем при принудительном включении.

При эксплуатации в условиях частого преодоления препятствий снижение скорости движения у машины с обгонной муфтой в приводе заднего моста не ослабляет повреждающего воздействия на детали от быстро меняющихся при этом нагружающих моментов. Эксплуатационная нагруженность такой трансмиссии поэтому будет всегда выше. Что должно быть учтено при доводке опытного образца МЛПТ.

УДК 630.3:629.114.3

О.В.Петрович, асс.;

А.И.Смеян, доц.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КРЕСТООБРАЗНОЙ СЦЕПКИ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА

The kinematisal analization of cable controled device has been given. The obtained analytical eguations permits us to choose tha kinematical and mechanical parameters of the controled device in the best way

Кинематические свойства крестообразной сцепки оказывают существенное влияние на маневренные характеристики лесовозного автопоезда. Методика по определению рациональных параметров системы управления лесовозным автопоездом изложена в работе [1], где кинематический анализ работы тросовой системы управления дается с учетом свойств гибких нитей, которые воспринимают только растягивающую нагрузку. Поэтому в работе [1] крестообразная сцепка лесовозного автопоезда была представлена в виде двух симметричных относительно дышла четырехшарнирных механизмов CNDB и САКВ, работающих при криволинейном движении автопоезда попеременно и в противофазах (рис.1). Длина L базы прицепного звена автопоезда, плечи γ и ϕ , углы установки плеч и относительно точки C шарнирного крепления прицепного звена к тягачу и точки B шарнирного крепления управляемой колесной оси, либо управляемой колесной тележки, к прицепному звену определяют инематические характеристики данного механизма управления прицепным звеном. Для лесовозных автопоездов с прицепом-ропуском ГКБ-9362, имеющим телескопическое дышло, базой l является межкониковое расстояние, а для лесовозов, имеющих прицеп-

ропуск типа ГKB-9383 с жестко заданной длиной дышла, базой I будет длина дышла прицепа-ропуска.

Линия центров рассматриваемых механизмов проходит через шарниры С и В и является осью абсцисс подвижной системы координат $X_2O_2Y_2$ прицепного звена автопоезда, относительно которой определяются кинематические параметры работы крестообразной сцепки.

Ведущими звеньями, т.е. кривошипами, рассматриваемых четырехшарнирных механизмов CNDB и САКВ являются плечи с, плечи b - ведомые звенья, т.е. коромысла четырехшарнирных механизмов. Тросы l_{ND} и l_{AK} в зависимости от фазы работы крестообразной сцепки попеременно выполняют роль шатуна соответствующего четырехшарнирного механизма. Угол δ складывания автопоезда описывает отклонение кривошипа с. Угол β поворота управляемой колесной тележки описывает отклонение коромысла b.

Принято допущение, что при работе четырехшарнирного механизма его звенья не деформируются, зазоры в шарнирах отсутствуют. Тогда l_p - расстояние между точками крепления работающей гибкой тяги соответствующего четырехзвенника тросовой системы управления автопоезда на повороте - будет соответствовать длине троса l_0 при прямолинейном движении автопоезда:

$$l_p = l_0 = \sqrt{(1 - c \cos \frac{\gamma}{2} - b \cos \frac{\varphi}{2})^2 + (c \sin \frac{\gamma}{2} + b \sin \frac{\varphi}{2})^2}. \quad (1)$$

Участки криволинейной траектории движения автопоезда можно разделить на три характерные группы:

- движение по входной траектории,
- движение по круговой траектории,
- движение по выходной траектории.

На основании полученных в работе [1] кинематических зависимостей, описывающих взаимодействие звеньев тросовой системы управления лесовозного автопоезда, произведем анализ всех этапов работы крестообразной сцепки автопоезда и определим ее кинематические параметры.

Определим угол β поворота управляемой тележки прицепа-ропуска как функцию от угла δ складывания автопоезда. При прямолинейном движении автопоезда $\delta=0$, $\beta=0$, $CBD = \varphi/2$.

В подвижной системе координат $X_2O_2Y_2$ направление поворота автопоезда определяется на основании значений углов, описывающих положение звеньев четырехшарнирных механизмов CNBD и САКВ. На рис.1 показан правый поворот автопоезда $BCN = \gamma/2 + \delta$, $BCA = \gamma/2 - \delta$, т.е. вращение автопоезда происходит по часовой стрелке.

На начальном этапе входа автопоезда в поворот функциональная зависимость $\beta = f(\delta)$ определяется на основании кинематического анализа четырехзвенника CNDB, когда $CBD = \gamma/2 - \beta$ и имеет вид

$$\beta = \varphi/2 + NBC - NBD. \quad (2)$$

Значения углов NBC и NBD зависят от угла складывания автопоезда δ и равны:

$$NBC = \arccos \frac{l_{BN}^2 + l^2 - c^2}{2l_{BN}l}; \quad (3)$$

$$NBD = \arccos \frac{l_{BN}^2 + b^2 - l_p^2}{2l_{BN}b}, \quad (4)$$

$$\text{где } l_{BN} = \sqrt{c^2 + l^2 - 2cl \cos(\gamma/2 + \delta)}. \quad (5)$$

При смене рабочих ветвей тросового привода, что соответствует кинематическому положению автопоезда на втором этапе входной траектории, а также его движению по круговой и выходной траекториям, значение угла β определяется из работы шарнирного четырехзвенника САКВ:

$$\beta = KBA - CBA - \varphi/2, \quad (6)$$

где

$$KBA = \arccos \frac{b^2 + l_{AB}^2 - l_p^2}{2bl_{AK}}, \quad (7)$$

$$CBA = \arccos \frac{l_0^2 + l_{AB}^2 - c^2}{2ll_{AB}}. \quad (8)$$

$$l_{AB} = \sqrt{c^2 + l^2 - 2cl \cos(\gamma/2 - \delta)}.$$

Зависимости (2), (6) устанавливают связь между углами δ складывания автопоезда и β поворота управляемой тележки относительно дышла прицепа-ропуска при криволинейном движении. Вычисляя последовательно по полученным выше формулам, можно найти β для любого значения δ .

При движении автопоезда по входной и выходной траекториям направление поворота автопоезда можно определить не только на основании взаимного положения звеньев крестообразной сцепки в подвижной системе координат $X_2O_2Y_2$, но также и на основании направления скорости $\delta = \omega_c$ вращения кривошипов с четырехшарнирных механизмов CNDB и САКВ относительно их линии центров, лежащей на оси O_2Y_2 . Для определения угловой скорости $\beta = \omega_b$ и ус-

кореня $\ddot{\beta} = \epsilon_b$ коромысла b соответствующего четырехшарнирного механизма необходимо последовательно дважды, в зависимости от фазы работы крестообразной сцепки, продифференцировать выражение (2) или (6). Однако получающиеся в результате такого дифференцирования сложные выражения для $\dot{\beta}$ и $\ddot{\beta}$ вызывают затруднения при вычислении. Поэтому для определения $\dot{\beta}$ и $\ddot{\beta}$ более простым методом рассмотрим вращение кривошипа c и коромысла b относительно мгновенного центра P вращения шатуна l_{ND} на примере работы четырехшарнирного механизма CNDB.

Мгновенный центр P (рис. 1) вращения шатуна определяется как пересечение направлений кривошипа c и коромысла b механизма CNDB. Скорость точки N равна:

$$V_N = c\dot{\delta},$$

тогда угловая скорость $\omega_{l_{ND}}$ шатуна l_{ND} может быть определена как:

$$\omega_{l_{ND}} = \frac{v_N}{l_{PN}} = \dot{\delta} \frac{c}{l_{PN}}$$

Скорость точки D коромысла может быть выражена как через угловую скорость $\omega_{l_{ND}}$ шатуна l_{ND} , так и через угловую скорость $\dot{\beta}$ коромысла b :

$$V_D = b\dot{\beta} = -l_{PD}\omega_{ND}.$$

Таким образом, искомая угловая скорость коромысла b может быть определена из выражения:

$$\dot{\beta} = -\omega_{l_{ND}} \frac{l_{PD}}{b} = -\dot{\delta} \frac{c}{b} \frac{l_{PD}}{l_{PN}}$$

Из треугольника PND

$$\frac{l_{PD}}{l_{PN}} = \frac{\sin PND}{\sin NDP}, \quad PND = CND, \quad \sin NDP = \sin NDB.$$

Тогда

$$\dot{\beta} = -\dot{\delta} \frac{c \sin PND}{b \sin NDP} = -\dot{\delta} \frac{c \sin CND}{b \sin NDB} \quad (9)$$

В результате передаточная функция крестообразной сцепки во время фазы работы четырехшарнирного механизма CNDB имеет вид

$$i = -\frac{c \sin CND}{b \sin NDB} \quad (10)$$

Определим углы CND и NDB . Для этого рассмотрим треугольники CND и NDB . По теореме косинусов имеем:

$$\cos CND = \frac{c^2 + l_0^2 + l_{CD}^2}{2cl_0}, \quad (11)$$

$$\cos NDB = \frac{b^2 + l_0^2 + l_{BN}^2}{2bl_0} \quad (12)$$

где

$$l_{CD} = \sqrt{b^2 + l^2 - 2bl \cos(\varphi/2 - \beta)}. \quad (13)$$

Выражения (11), (12) можно преобразовать, используя (5) и (13), следующим образом:

$$\cos NDB = \frac{b^2 + l_0^2 - c^2 - l^2 + 2cl \cos(\gamma/2 - \beta)}{2bl_0}, \quad (14)$$

$$\cos CND = \frac{c^2 + l_0^2 - b^2 - l^2 + 2bl \cos(\varphi/2 - \beta)}{2cl_0}. \quad (15)$$

Углы NDB и CND для определения с помощью зависимости (9) скорости β поворота управляемой колесной тележки относительно продольной оси прицепного звена рассчитываются через функцию арккосинуса из выражений (14), (15).

Дифференцируя по t уравнение (9) относительной угловой скорости β управляемой колесной тележки прицепного звена автопоезда, определим ее относительное угловое ускорение $\ddot{\beta} = \varepsilon$ при $\dot{\delta} = \text{const}$.

$$\ddot{\beta} = \dot{\delta} \frac{c}{b} \frac{\cos CND \frac{dCND}{dt} \sin NDB - \sin CND \cos NDB \frac{dNDB}{dt}}{\sin^2 NDB}. \quad (16)$$

Дифференцируя по t выражения (14) и (15), получим:

$$\frac{dNDB}{dt} = \frac{cl \sin(\gamma/2 + \delta)}{bl_0 \sin NDB} \dot{\delta}; \quad (17)$$

$$\frac{dCND}{dt} = \frac{bl \sin(\varphi/2 + \beta)}{cl_0 \sin CND} \dot{\beta}. \quad (18)$$

Окончательно выражение, определяющее относительное ускорение колесной тележки прицепного звена, примет вид

$$\ddot{\beta} = \frac{\cos CND \sin NDB \sin(\varphi/2 - \beta) - c/b \sin CND \sin(\gamma/2 + \delta) \text{ctg} NDB}{\sin^2 NDB} \dot{\delta}^2 \frac{cl}{bl_0}. \quad (19)$$

В приведенной методике кинематика поворота автопоезда с крестообразной сцепкой рассматривалась с учетом состояния нерабочей гибкой тяги тросового привода управления прицепом-ропуском. Согласно схеме (рис.2) на начальном этапе поворота автопоезда нерабочей гибкой тягой системы управления прицепом-ропуском является шатун l_{AK} механизма САКВ. Его размер определяется как условная длина l_H нерабочей тяги системы управления:

$$l_H = \sqrt{(l - c \cos(\gamma/2 - \delta) - b \cos(\varphi/2 + \beta))^2 + (c \sin(\gamma/2 - \delta) + b \sin(\gamma/2 + \beta))^2}. \quad (20)$$

При криволинейном движении автопоезда возможны следующие кинематические соотношения взаимодействия гибких тяг крестообразной сцепки:

1. $l_0 < l_H$ - состояние кинематического несоответствия сцепки, т.е. когда нерабочая тяга l_H препятствует повороту прицепа:

$$\Delta = l_0 - l_H < 0. \quad (21)$$

2. $l_0 > l_H$ - положение, при котором возникают зоны неуправляемости прицепного звена в момент смены рабочих ветвей тросового привода (рис.2). Рабочей становится тяга l_{AK} , а тяга l_{ND} - нерабочая:

$$\Delta = l_0 - l_H > 0. \quad (22)$$

Возникшее при кинематическом соотношении (22) провисание нерабочей тяги системы управления Δ вызывает неконтролируемый поворот колес прицепного звена относительно его продольной оси.

Зона неуправляемости характеризуется значением угла неконтролируемого поворота колес прицепного звена (рис.2):

$$\psi' = A'VK'' = A'VK', \quad (23)$$

где

$$A'K'' = \arccos \frac{l_{AB}^2 + b^2 - l_0^2}{2l_{AB}b}, \quad A'K' = \arccos \frac{l_{AB}^2 + b^2 - l_H^2}{2l_{AB}b}$$

3. $l_H = l_0$ - оптимальное кинематическое соотношение, к которому необходимо стремиться при проектировании системы управления:

$$\Delta = l_0 - l_H = 0. \quad (24)$$

Полученные аналитические закономерности позволяют оценить кинематические свойства тросовой системы управления при моделировании автопоезда на различных участках криволинейной траектории, дают возможность определить влияние угловых параметров и размеров звеньев системы управления на маневренные качества автопоезда, выбрать рациональные кинематические параметры при проектировании системы управления. Полученная расчетная методи-

ка была использована на Минском автомобильном заводе при проектировании регулируемого тросового привода управления прицепным звеном лесовозного автопоезда [2].

ЛИТЕРАТУРА

1. Жуков А.В., Петрович О.В., Кирильчик А.И. Методика оценки кинематических параметров тросовой системы управления лесовозного автопоезда // Известия высших учебных заведений. Архангельск. Лесной журнал. 1990. - С.29-34.
2. Петрович О.В. Обоснование параметров лесовозного автопоезда с регулируемым устройством управления прицепом-ропуском. Автореф. канд. техн. наук. - Минск, 1995.

УДК 630.3:629.114.3

О.В.Петрович, ассист.

СПОСОБЫ УПРАВЛЕНИЯ ЛЕСОТРАНСПОРТНЫМИ СРЕДСТВАМИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГИДРОПРИВОДА

The different methods of the control without translation have been described. The using of those methods improves the manoeuvrability in the difficult operating conditions.

Транспорт леса работает в сложных эксплуатационных условиях: в заболоченной и пересеченной местностях, на ограниченных площадках и т.д. Поэтому одним из важнейших показателей эффективности работы транспорта лесопромышленного комплекса является маневренность.

Очень часто при маневрировании на ограниченных площадях приходится применять принудительный поворот управляемых колес транспортного средства, не совершающего поступательное движение. В этом случае имеет место только активное силовое воздействие исполнительного механизма на управляемые колеса транспортного средства, которое определяет выбранное направление и траекторию предполагаемого движения автомобиля. Диапазон выбора направления движения транспортного средства определяется максимальным углом поворота его управляемых колес, который обусловлен техническими характеристиками привода управления. Как правило, применяемые в настоящее время приводы управления транспортными средствами рассчитаны на однократное выполнение операций по принудительному применению направления движения транспортными средствами. Такой принцип управления ограничивает возможность изменения направления движения транспортного средства без совершения им поступательных движений. Устранить указанный недостаток позволяет ис-